

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
за освітньо-професійною програмою
«Холодильні машини та установки»

на тему

«Дослідження впливу схемного рішення та властивостей
холодильного агента на енергетичну ефективність
низькотемпературної холодильної машини»

Виконавець роботи

Пилипенко Данііл Анатолійович

(прізвище, ім'я по батькові)

_____ (підпис здобувача)

*В роботі не виявлено текстових,
ілюстративних та інших запозичень без
коректного на них посилання*

Керівник роботи _____

(підпис)

Козін В. М.

_____ (прізвище, ініціали)

Завідувач кафедри _____

(підпис)

Ванєєв С. М.

_____ (прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

_____ (науковий ступінь, звання, посада)

к.т.н., доцент, ст. викладач кафедри ТТФ

_____ (науковий ступінь, звання, посада)

Суми 2022

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	4
ЗАВДАННЯ.....	5
1 ОГЛЯД ВЛАСТИВОСТЕЙ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ.....	7
2 ПОРІВНЯЛЬНІ РОЗРАХУНКИ СХЕМНИХ РІШЕНЬ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....	9
2.1 Одноступенева ПКХМ з субкулером.....	9
2.2 Двоступенева ПКХМ зі змішаною проміжною посудиною.....	11
2.3 Каскадна холодильна машина.....	14
2.3.1 Нижній каскад. Холодильний агент R13.....	15
2.3.2 Нижній каскад. Холодильний агент R23.....	16
2.3.3 Нижній каскад. Холодильний агент R744.....	16
2.3.4 Нижній каскад. Холодильний агент R290.....	17
2.3.5 Нижній каскад. Холодильний агент R32.....	17
2.3.6 Верхній каскад. Холодильний агент R717.....	18
2.3.7 Коефіцієнт термотрансформації каскадного циклу.....	18
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ КОНДЕНСАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТУ НИЖНЬОГО КОНТУРУ НА ЕНЕРГЕТИЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ КАСКАДНОГО ЦИКЛУ.....	21
3.1 Температура конденсації нижнього каскаду $t_{KH} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	21
3.2 Температура конденсації нижнього каскаду $t_{KH} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	22
3.3 Температура конденсації нижнього каскаду $t_{KH} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	24
3.4 Температура конденсації нижнього каскаду $t_{KH} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$	25
4 МОДИФІКОВАНИЙ КАСКАДНИЙ ХОЛОДИЛЬНИЙ ЦИКЛ.....	27

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.		Пилипенко			Дослідження впливу схемного рішення та властивостей холодильного агенту на енергетичну ефективність низькотемпературної холодильної машини Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Козін				2	53	
Н. контр.		Козін				СумДУ, ХК-81/3х-0		
Затв.		Ванєєв						

5 ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ЦИКЛІВ.....	31
5.1 Цикл Одноступеневої ПКХМ з субкулером.....	33
5.2 Двоступенева ПКХМ зі змійовиковою проміжною посудиною.....	36
5.3 Каскадна холодильна машина.....	38
5.4 Цикл Модифікованої каскадної холодильної машини.....	40
6 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	44
ВИСНОВКИ.....	51
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	53
ДОДАТОК А.....	54
ДОДАТОК Б.....	57
ДОДАТОК В.....	57

ВСТУП

Штучний холод став одним з головних показників рівня технічного і культурного розвитку будь-якої країни. Сучасний етап розвитку холодильної промисловості характеризується найширшим використанням холоду в усіх галузях народного господарства. По суті, немає таких галузей, де б холод не застосовувався. [1] Багато технологічних процесів вимагають використання низької температури (не вище $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$), що може бути створена та підтримуватися за рахунок роботи низькотемпературних холодильних машин. При цьому вони повинні мати високу енергетичну ефективність, що не досягається використанням звичайних одноступеневих парокомпресійних холодильних машин. Отже, необхідно застосовувати інші схемні рішення серед яких виділяють багатоступеневі та каскадні холодильні машини. При цьому необхідно вирішувати питання вибору як самої схеми, так і холодильного агента або їх комбінації, а також вироблення рекомендацій стосовно вибору перехідних параметрів, наприклад, температур фазового переходу у конденсаторі-випарнику каскадної холодильної машини.

Разом з тим, починаючи з Віденської конвенції про збереження озонового шару 1985 р., Монреальського Протоколу про речовини, що руйнують озоновий шар Землі (1987 р.), і включаючи наступні угоди, прийняті в Лондоні, Копенгагені, Відні та Монреалі, була створена велика програма збереження озону стратосфери Землі, спрямована, в першу чергу, на створення холодоагентів, альтернативних озононебезпечним, нових видів холодильної техніки, полімерів, аерозолів, засобів пожежогасіння тощо.

Отже, разом з енергоефективністю до сучасних холодильних машин також застосовують суворі вимоги екологічної безпеки, які оцінюються такими показниками як, наприклад, ODP і GWP. У даний час перспективним є застосування натуральних холодильних агентів (аміак, діоксид вуглецю) та холодильних агентів, що не містять у своїй молекулі атомів хлору. Особливу популярність у наш час отримали вуглеводні – складові природного газу. Це пропан, бутан, пентан та їх ізомери. Цим актуальним питанням присвячена науково-дослідна робота.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗАВДАННЯ

Дослідити вплив схемного рішення низькотемпературної парокомпресійної холодильної машини (ПКХМ) середньої холодопродуктивності та вибір холодильного агенту на показник енергетичної ефективності циклу (на прикладі коефіцієнта термотрансформації COP).

Для всіх випадків задатися:

- температура кипіння $t_0 = -45\text{ }^\circ\text{C}$;
- температура конденсації (верхнього контуру для каскадних холодильних машин) $t_k = 45\text{ }^\circ\text{C}$;
- цикл теоретичний (відносний внутрішній ККД компресора $\eta_{oi} = 1$; втрати тиску у апаратах відсутні;
- втрати тепла у доквілля з апаратів та інших елементів холодильної машини відсутні).

Для каскадної холодильної машини температура конденсації холодильного агенту нижнього контуру каскадної холодильної машини $t_k^H = 0\text{ }^\circ\text{C}$.

Розглянути цикли та розрахувати коефіцієнт термотрансформації COP :

- 1) одноступеневої ПКХМ з субкулером; холодильний агент R717; переохолодження у субкулері $\Delta t_{cu} = 5\text{ }^\circ\text{C}$; перегрівання на всмоктуванні $\Delta t_{oh} = 5\text{ }^\circ\text{C}$;
- 2) двоступеневої ПКХМ зі змішувальною проміжною посудиною; холодильний агент R717; перегрівання на всмоктуванні першого ступеня $\Delta t_{oh} = 5\text{ }^\circ\text{C}$;
- 3) каскадної ХМ: для всіх випадків – верхній контур ПКХМ з субкулером; холодильний агент R717; переохолодження у субкулері

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$\Delta t_{cu} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; перегрівання на всмоктуванні $\Delta t_{oh} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; недорекуперація у випарнику-конденсаторі $\Delta t_{B-K}^{HP} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$;

3.1) ПКХМ з регенеративним теплообмінником (РТ); нижній каскад: холодильний агент R13; перегрівання на всмоктуванні $\Delta t_{oh} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;

3.2) ПКХМ з РТ; нижній каскад: холодильний агент R23; перегрівання на всмоктуванні $\Delta t_{oh} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;

3.3) ПКХМ з РТ; нижній каскад: холодильний агент R290; перегрівання на всмоктуванні $\Delta t_{oh} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;

3.4) ПКХМ з РТ; нижній каскад: холодильний агент R744; перегрівання на всмоктуванні $\Delta t_{oh} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;

3.5) ПКХМ з РТ; нижній каскад: холодильний агент R32; перегрівання на всмоктуванні $\Delta t_{oh} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для каскадної холодильної машини, що має максимальний *COP*, дослідити вибір оптимальної температури конденсації холодильного агенту нижнього контуру t_{KH} .

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД ВЛАСТИВОСТЕЙ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ

Відповідно до завдання у роботі розглядаються холодильні агенти, що мають такі основні показники, включаючи екологічні, що наведені у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Характеристики холодильних агентів, що розглядаються у роботі [2–4]

№ пор.	Умовне позначення	Хімічна формула	Критичні параметри		Нормальна температура кипіння $t_n, ^\circ C$	ODP	GWP	LCCP	Горючість	Токсичність
			тиск $P_{кр}, MPa$	температура $t_{кр}, ^\circ C$						
1	R717	NH ₃	11,333	132,2	-33,3	0	0	0,25	+	+
2	R13	CClF ₃	3,879	28,8	-81,5	1,0	14400	130	-	+
3	R23	CHF ₃	4,832	26,1	-82,0	0,0004	14310	270	-	-
4	R290	C ₃ H ₈	4,251	96,7	-42,1	0	20	0,041	+	-
5	R744	CO ₂	7,377	31,0	-78,4	0	1	120	-	-
6	R32	CH ₂ F ₂	5,782	78,1	-51,6	0	670	4,9	+	+

Як бачимо з табл. 1.1, у всіх холодильних агентів, окрім R13, відсутній або майже відсутній озоноруйнівний вплив. Холодильний агент R13 взято лише з метою порівняння енергетичної ефективності як холодильний агент, що раніше широко використовувався у нижніх каскадах холодильних машин.

Серед наведених у табл. 1.1 холодильних агентів особливу увагу приділено натуральним холодильним агентам, а саме: аміаку (R717), пропану (R290) та діоксиду вуглецю (R744) як найбільш екологічно безпечним.

З урахуванням того, що при виконанні роботи припускається дослідження енергоефективності промислового зразка холодильної машини, тобто такої, що має середню холодопродуктивність (не менше 15 кВт), а також з урахуванням гарних екологічних характеристик, за основу взято холодильний агент R717. Окрім екологічності, аміак має ряд переваг:

– низьку вартість, що забезпечує порівняно невеликі капітальні витрати на придбання та обслуговування холодильної установки;

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ					Аркуш
										7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата						

– високу інтенсивність тепловіддачі у апаратах, що забезпечує порівняно невеликі їх розміри;

– високу густину, що забезпечує застосування менших діаметрів трубопроводів;

– велику питому теплоту конденсації (випаровування), що дозволяє забезпечити найменші витрати холодильного агенту у циклі;

– низький поріг срийняння запаху, що дозволяє виявити навіть найменші витікання холодильного агенту навіть без використання спеціального обладнання (течієшукачів).

До недоліків застосування аміаку як холодильного агенту відносять його токсичність та горючість. Однак з дотриманням техніки безпеки та заходів охорони праці, а також автоматизації роботи хололодильної машини, їх шкідливий вплив може бути суттєво зменшений або навіть виключений.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2 ПОРІВНЯЛЬНІ РОЗРАХУНКИ СХЕМНИХ РІШЕНЬ

ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

2.1 Одноступенева ПКХМ з субкулером

Вихідні дані:

- холодильний агент R717;
- температура кипіння $t_0 = -45\text{ }^\circ\text{C}$;
- температура конденсації $t_k = 45\text{ }^\circ\text{C}$;
- перегрівання холодильного агенту на всмоктуванні у компресор $\Delta t_{oh} = 5\text{ }^\circ\text{C}$;
- переохолодження у субкулері $\Delta t_{cu} = 5\text{ }^\circ\text{C}$.

З метою отримання точки відліку за найгіршим варіаном виконаємо розрахунок одноступеневої холодильної машини.

Принципова схема та цикл у p, h -координатах одноступеневої пароконденсійної холодильної машини з субкулером (ПКХМ з СК) поданий на рис. 2.1.

Розрахунок. Для заданих температур $t_0 = -45\text{ }^\circ\text{C}$ і $t_k = 45\text{ }^\circ\text{C}$ з використанням спеціалізованого програмного продукту Coolpack [5] будемо в масштабі цикл одноступеневої ПКХМ з СК для заданого холодильного агенту R717 (рис. 2.2) та визначаємо значення питомих ентальпій h у вузлових точках циклу 6 і 3.

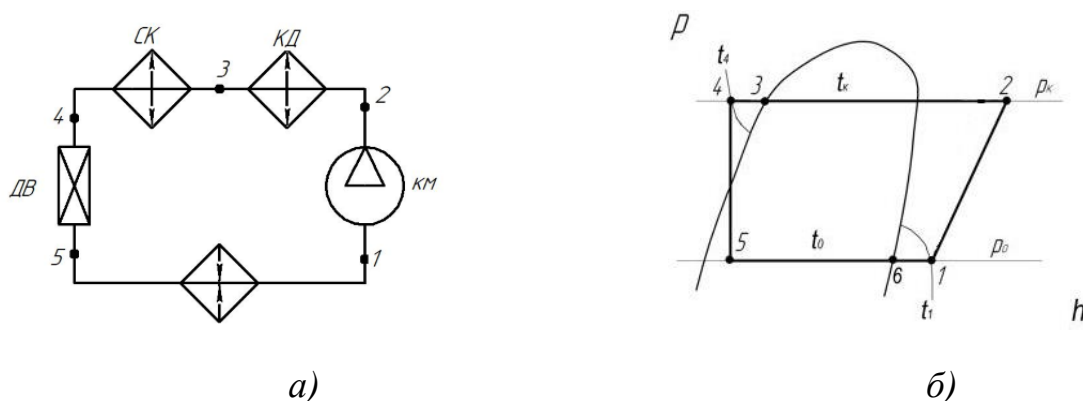


Рисунок 2.1 – Принципова схема (а) та цикл

у p, h -координатах (б) ПКХМ з СК: *КМ* – компресор; *КД* – конденсатор;
СК – субкулер; *ДВ* – дросельний вентиль; *В* – випарник

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Використовуючи програмний продукт Refprop [3], визначаємо значення питомих ентальпій в точках 1 і 2, а також питомий об'єм, v_1 , $\text{м}^3/\text{кг}$ в стані точки 1.

Результати визначення термічних параметрів холодильного агенту у характерних точках циклу заносимо до табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу одноступеневої ПКХМ з СК

Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	x
1	-40	0,0544	2,054	1553,7	6,857	—
2	234,43	1,782	0,135	2149,2	6,857	—
3	45	1,782	0,00175	558,6	2,193	0
4	40	1,782	0,00172	533,8	2,115	—
5	-45	0,0544	0,565	533,8	2,387	0,280

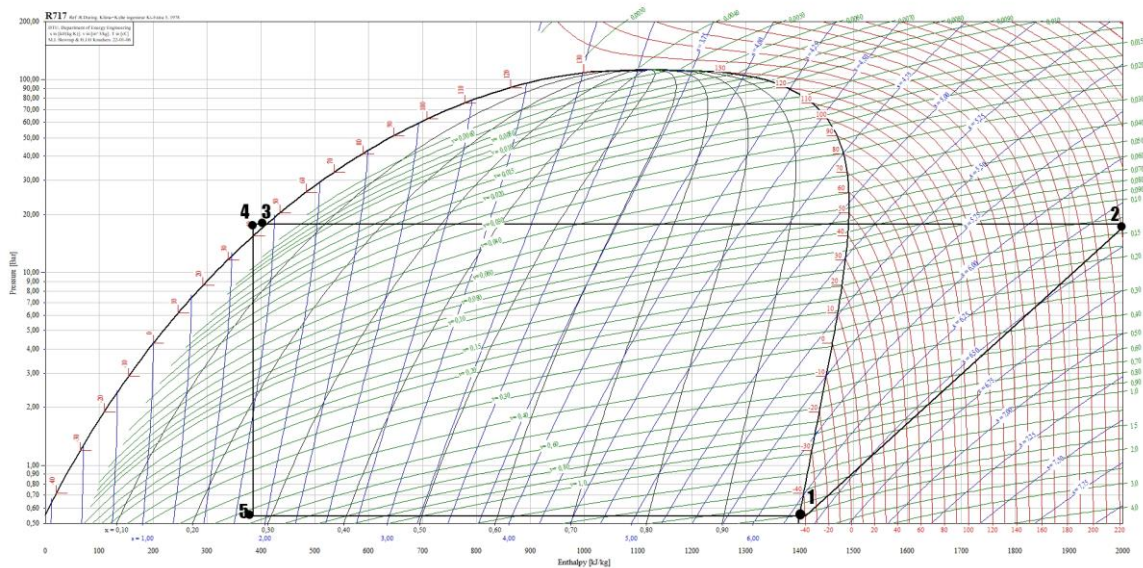


Рисунок 2.2 – Теоретичний цикл одноступеневої ПКХМ з СК у p, h -діаграмі R717 у масштабі

Питомі робота компресора та навантаження на теплообмінні апарати:

- питома холодопродуктивність

$$q_0 = h_1 - h_5 = 1553,7 - 533,8 = 1,019,9 \text{ кДж} / \text{кг} ;$$

- теоретична питома робота компресора

$$l = h_2 - h_1 = 2149,2 - 1553,7 = 595,5 \text{ кДж / кг}.$$

Коефіцієнт термотрансформації теоретичного одноступеневого циклу

$$COP = \frac{q_0}{l} = \frac{1019,9}{595,5} = 1,71.$$

2.2 Двоступенева ПКХМ зі змійовиковою проміжною посудиною

Як показують дослідження, така холодильна машина має один з кращих показників енергоефективності порівняно з іншими двоступеневими схемами та за умови використання аміаку як холодильного агента. Це забезпечується реалізацією повного проміжного охолодження холодильного агента на всмоктуванні у другий ступінь компресора, а також більш повного переохолодження конденсату у проміжній посудині у поєднанні з паралельним дроселюванням.

На рисунках 2.3 і 2.4 зображено принципову схему двоступеневої парокompресійної холодильної машини зі змійовиковою проміжною посудиною та її цикл у p,h - і T,s -діаграмах.

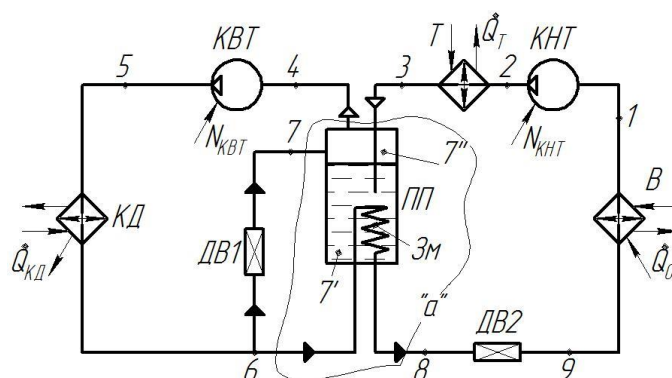


Рисунок 2.3 – Принципова схема двоступеневої парокompресійної холодильної машини зі змійовиковою проміжною посудиною:
КНТ – компресор низького тиску (перший ступінь); **КВТ** – компресор високого тиску (другий ступінь); **Т** – теплообмінник; **ПП** – проміжна посудина; **КД** – конденсатор; **ДВ1, ДВ2** – дросельні вентиля; **В** – випарник;
Зм – змійовик

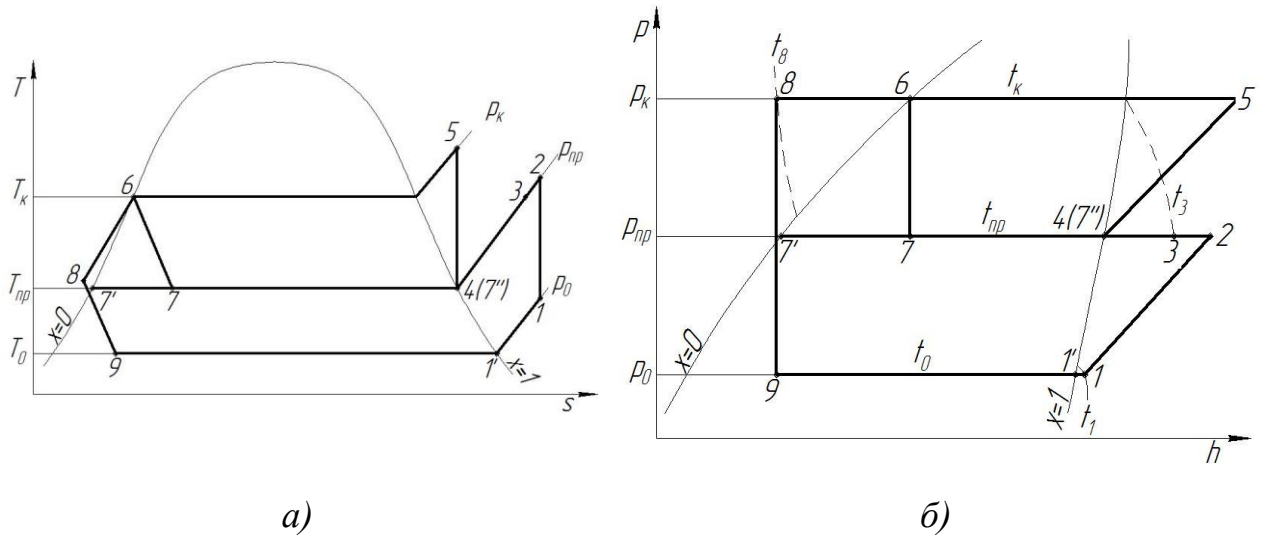


Рисунок 2.4 – Теоретичний цикл двоступеневої парокompресійної холодильної машини зі змішювиковою проміжною посудиною у T,s - і p,h - діаграмах

Вихідні дані подані у завданні.

Розрахунок циклу виконуємо у спрощеному варіанті. Термодинамічні параметри холодильного агенту в характерних точках циклу знаходимо з використанням спеціалізованого програмного продукту REFPROP [3].

Температура всмоктування холодильного агенту перед KHT

$$t_1 = t_1 + \Delta t_{oh} = -45 + 5 = -40^\circ\text{C}.$$

Визначаємо проміжній тиск

$$p_{np} = \sqrt{p_0 \cdot p_k} = \sqrt{0,054 \cdot 1,782} = 0,311 \text{ МПа}.$$

Стан у точці 8 знаходимо за умови тиску $p_k = 1,782 \text{ МПа}$ і умови

$$t_8 = t_{np} + 5 = -8,3 + 5 = -3,3^\circ\text{C},$$

де t_{np} – температура насичення холодильного агенту, що відповідає тиску $p_{np} = 0,311 \text{ МПа}$.

Результати заносимо до табл. 2.2.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 – Параметри холодильного агенту в характерних точках циклу, зображеного на рис. 2.4

Точка	1'	1	2	3	4(7'')	5
$t, ^\circ\text{C}$	-45	-40	76.6	45	-8,3	121
$p, \text{МПа}$	0,054	0,054	0,311	0,311	0,311	1,782
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	2,007	2,054	0,539	0,486	0,391	0,100
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	1542,7	1553,7	1794,6	1722,7	1596	1856,4
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	6,810	6,857	6,857	6,642	6,204	6,204
x	1	–	–	–	1	–
Точка	6	7	7'	8	9	
$t, ^\circ\text{C}$	45	-8,329	-8,329	-3,3	-45	
$p, \text{МПа}$	1,782	0,311	0,311	1,782	0,005	
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,001	0,078	0,001	0,001	0,271	
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	558,6	558,6	304,8	328,8	328,8	
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2,193	2,288	1,329	1,411	1,489	
x	0	0,196	0	–	0,134	

Питомі роботи ступенів компресорів:

$$l_{\text{КНТ}} = h_2 - h_1 = 1794,6 - 1553,7 = 240,9 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{\text{КВТ}} = h_5 - h_4 = 1856,4 - 1596 = 260,4 \text{ кДж/кг}.$$

Питомі теплові навантаження на апарати та їх елементи:

– на теплообмінник T

$$q_T = h_2 - h_3 = 1794,6 - 1722,7 = 71,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

– на конденсатор $КД$

$$q_{\text{КД}} = h_5 - h_6 = 1856,4 - 558,6 = 1297,77 \text{ кДж/кг};$$

– на змійовик $Зм$

$$q_{\text{Зм}} = h_6 - h_8 = 558,6 - 328,8 = 229,78 \text{ кДж/кг};$$

– на випарник B

$$q_0 = h_1 - h_9 = 1553,7 - 328,8 = 1224,85 \text{ кДж/кг}.$$

										Аркуш
										13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата						

Відношення масових витрат витрати холодильного агента в ступенях виражаємо з рівняння теплового балансу для контура «а» (див. рис. 2.3)

$$\dot{m}_{KHT} \cdot h_3 + \dot{m}_C \cdot h_7 + \dot{m}_{KHT} \cdot h_6 = \dot{m}_{KBT} \cdot h_4 + \dot{m}_{KHT} \cdot h_8$$

тоді

$$\frac{\dot{m}_{KBT}}{\dot{m}_{KHT}} = \frac{h_3 - h_8}{h_4 - h_6}.$$

Тут \dot{m}_{KHT} – масова витрата холодильного агента в ступені *KHT*.

Коефіцієнт термотрансформації теоретичного двоступеневого циклу

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{N_{KHT} + N_{KBT}} = \frac{q_0}{l_{KHT} + \frac{\dot{m}_{KBT}}{\dot{m}_{KHT}} \cdot l_{KBT}} = \frac{q_0}{l_{KHT} + \frac{h_3 - h_8}{h_4 - h_6} \cdot l_{KBT}} = \frac{1224,85}{240,9 + \frac{1722,7 - 328,85}{1596 - 558,63} \cdot 260,4} = 2,07.$$

2.3 Каскадна холодильна машина

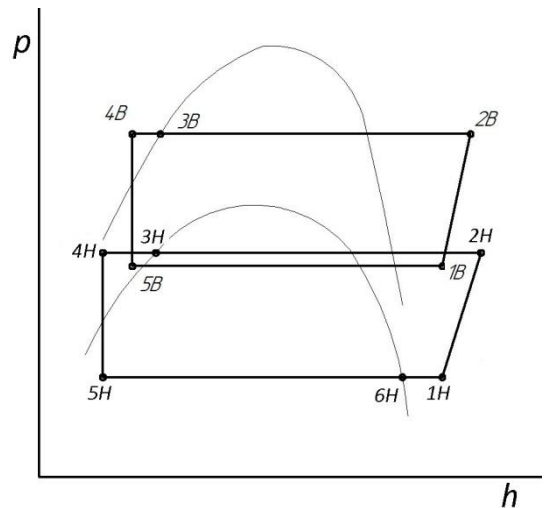
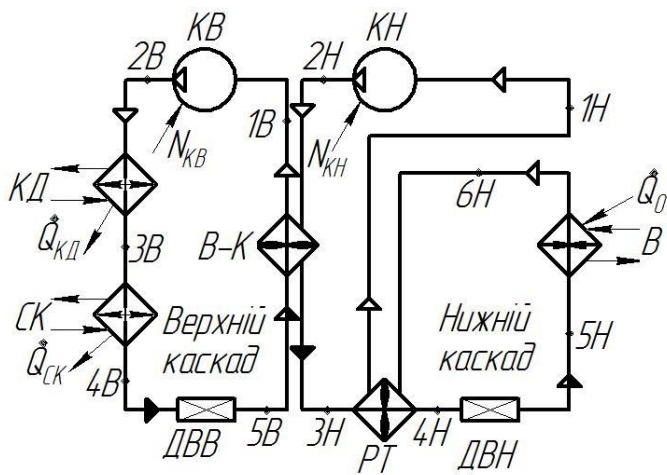
Виконаємо тепловий розрахунок нижнього та верхнього каскадів. Відповідно до завдання як холодильний агент верхнього каскаду обираємо R717, а для нижнього каскаду виконуємо варіативний розрахунок таких холодильних агентів, що рекомендуються до застосування у низькотемпературних холодильних циклах: R13 (базовий варіант, не екологічний варіант), R23, R744, R290 та R32.

При розрахунку циклу нижнього каскаду вважаємо, що він утворений більш енергоефективною схемою ПКХМ з РТ.

При розрахунку циклу верхнього каскаду вважаємо, що він утворений циклом ПКХМ з субкулером, тому що холодильний агент у ньому аміак.

Теоретичний цикл каскадної холодильної машини у p, h – координатах поданий на рис. 2.5.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



а)

б)

Рисунок 2.5 – Принципова схема (а) та теоретичний цикл каскадної холодильної машини у p, h – координатах (б) каскадної ПКХМ:

KH, KV – компресор нижнього та верхнього каскаду; KD – конденсатор; DVB, DVH – дросельний вентиль нижнього та верхнього каскаду; B – випарник; $B-K$ – випарник-конденсатор; SK – субкулер; PT – регенеративний теплообмінник

Для всіх випадків розрахунку використовуємо спеціалізовану програму Refprop [3], а розрахунки циклів виконуємо у спрощено з метою економії об'єму пояснювальної записки до роботи.

2.3.1 Нижній каскад. Холодильний агент R13

Питому ентальпію у точці $4H$ знаходимо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника PT

$$h_{4H} = h_{3H} - (h_{1H} - h_{6H}) = 200 - (286,7 - 280,1) = 193,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агенту у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. А.1.

Питома робота компресора

$$l_{KH} = h_{2H} - h_{1H} = 311,0 - 286,7 = 24,32 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

										Аркуш
										15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата						

$$q_{0H} = h_{6H} - h_{5H} = 280,1 - 193,4 = 86,7 \text{ кДж/кг.}$$

Питома навантаження на конденсатор

$$q_{кДН} = h_{2H} - h_{3H} = 311,0 - 200 = 111,02 \text{ кДж/кг.}$$

2.3.2 Нижній каскад. Холодильний агент R23

Питому ентальпію у точці 4H знайдемо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ

$$h_{4H} = h_{3H} - (h_{1H} - h_{6H}) = 200 - (345,5 - 336,8) = 191,27 \frac{\text{кДж}}{\text{кг.}}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агенту у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. А.2.

Питома робота компресора

$$l_{кН} = h_{2H} - h_{1H} = 386,2 - 345,5 = 40,7 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0H} = h_{6H} - h_{5H} = 336,8 - 191,2 = 145,6 \text{ кДж/кг.}$$

Питома навантаження на конденсатор

$$q_{кДН} = h_{2H} - h_{3H} = 386,2 - 200 = 186,2 \text{ кДж/кг.}$$

2.3.3 Нижній каскад. Холодильний агент R744

Питому ентальпію у точці 4H знайдемо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ

$$h_{4H} = h_{3H} - (h_{1H} - h_{6H}) = 200 - (443,8 - 434,1) = 190,29 \frac{\text{кДж}}{\text{кг.}}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агенту у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. А.3.

Виконаємо розрахунок питомих величин:

Питома робота компресора

$$l_{кН} = h_{2H} - h_{1H} = 512,5 - 443,8 = 68,73 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0H} = h_{6H} - h_{5H} = 434,1 - 190,2 = 243,84 \text{ кДж/кг.}$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Питоме навантаження на конденсатор

$$q_{кДН} = h_{2Н} - h_{3Н} = 512,5 - 200 = 312,57 \text{ кДж/кг.}$$

2.3.4 Нижній каскад. Холодильний агент R290

Питому ентальпію у точці 4Н знайдемо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ

$$h_{4Н} = h_{3Н} - (h_{1Н} - h_{6Н}) = 200 - (536,8 - 522,4) = 185,52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг.}}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агенту у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. А.4.

Питома робота компресора

$$l_{кН} = h_{2Н} - h_{1Н} = 616,7 - 536,8 = 79,85 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0Н} = h_{6Н} - h_{5Н} = 522,4 - 185,5 = 336,88 \text{ кДж/кг.}$$

Питоме навантаження на конденсатор

$$q_{кДН} = h_{2Н} - h_{3Н} = 616,7 - 200 = 416,73 \text{ кДж/кг.}$$

2.3.5 Нижній каскад. Холодильний агент R32

Питому ентальпію у точці 4Н знайдемо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ

$$h_{4Н} = h_{3Н} - (h_{1Н} - h_{6Н}) = 200 - (508,5 - 499,7) = 191,15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг.}}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агенту у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. А.5.

Питома робота компресора

$$l_{кН} = h_{2Н} - h_{1Н} = 584,7 - 508,5 = 76,23 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0Н} = h_{6Н} - h_{5Н} = 499,7 - 191,1 = 308,55 \text{ кДж/кг.}$$

Питоме навантаження на конденсатор

$$q_{кДН} = h_{2Н} - h_{3Н} = 584,78 - 200 = 384,78 \text{ кДж/кг.}$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.3.6 Верхній каскад. Холодильний агент R717

Питому ентальпію у точці 4B знайдемо за температурою яку розраховують з урахуванням переохолодження

$$t_{4B} = t_{3B} - \Delta t_{cu} = 45 - 5 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температуру кипіння холодильного агента у верхньому каскаді знаходимо з урахуванням величини недорекуперації :

$$t_{0B} = t_{KH} - \Delta t_{B-K}^{hp} = 0 - 3 = -3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Стан в точці 1B знайдемо за температурою, яку розраховуємо з урахуванням перегрівання холодильного агента на всмоктуванні у компресор:

$$t_{1B} = t_{0B} + \Delta t_{oh} = -3 + 5 = 2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу верхнього каскаду заносимо до табл. А.6.

Виконаємо розрахунок питомих величин верхнього каскаду:

Питома робота компресора

$$l_{KB} = h_{2B} - h_{1B} = 1847 - 1615,1 = 231,9 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0B} = h_{1B} - h_{5B} = 1615,1 - 533,83 = 1081,27 \text{ кДж/кг.}$$

2.3.7 Коефіцієнт термотрансформації каскадного циклу

Коефіцієнт термотрансформації каскадного циклу знаходять за формулою

$$COP = \frac{\dot{Q}_{0H}}{N_{KH} + N_{KB}}.$$

З урахуванням того, що холодопродуктивність циклу дорівнює холодопродуктивності випарника нижнього каскаду $\dot{Q}_{0H} = \dot{m}_{KH} \cdot q_{0H}$ та внутрішні потужності компресорів нижнього N_{KH} та верхнього N_{KB} каскадів дорівнюють відповідно $N_{KH} = \dot{m}_H \cdot l_{KH}$ і $N_{KB} = \dot{m}_B \cdot l_{KB}$, отримаємо

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$COP = \frac{\dot{m}_{KH} \cdot q_{0H}}{\dot{m}_H \cdot l_{KH} + \dot{m}_B \cdot l_{KB}} = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_H} \cdot l_{KB}}$$

та з урахуванням перетворень

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_H} \cdot l_{KB}}.$$

Визначимо відношення масових витрат холодильних агентів у верхньому і нижньому каскадах $\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_H}$. Для цього запишемо рівняння

енергетичного балансу для випарника-конденсатора В-К

$$\dot{Q}_{B-K} = \dot{m}_H \cdot q_{KH} = \dot{m}_B \cdot q_{0B}$$

звідки

$$\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_H} = \frac{q_{KH}}{q_{0B}}.$$

Тоді остаточно отримаємо формулу для розрахунку коефіцієнта термотрансформації каскадного циклу

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}}.$$

Розраховуємо коефіцієнти термотрансформації каскадного циклу для співвідношень:

1) верхній каскад R717, нижній каскад R13

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{86,7}{24,32 + \frac{111,02}{1081,27} \cdot 231,9} = 1,8.$$

2) верхній каскад R717, нижній каскад R23

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{145,6}{40,7 + \frac{186,2}{1081,27} \cdot 231,9} = 1,8.$$

3) верхній каскад R717, нижній каскад R744

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{243,84}{68,73 + \frac{312,57}{1081,27} \cdot 231,9} = 1,79.$$

4) верхній каскад R717, нижній каскад R290

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{336,88}{79,85 + \frac{416,73}{1081,27} \cdot 231,9} = 2,00.$$

5) верхній каскад R717, нижній каскад R32

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{308,55}{76,23 + \frac{384,78}{1081,27} \cdot 231,9} = 1,94.$$

Результати розрахунків, наведених у пункті 2.3 зводимо до табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Вплив холодильного агента нижнього каскаду каскадної холодильної машини на коефіцієнт термотрансформації циклу; холодильний агент верхнього каскаду R717

Холодильний агент нижнього каскаду	R13	R23	R744	R290	R32
<i>COP</i>	1,80	1,80	1,79	2,00	1,94

Отже, за результатами розрахунків можна зробити такий висновок: найкраще значення коефіцієнта термотрансформації було отримано для співвідношення холодильних агентів верхній каскад R717 нижній R290, який склав 2,00. Однак отримане значення нижче за коефіцієнт термотрансформації, отриманий при розрахунку двоступеневої холодильної машини із змішаною проміжною посудиною, який склав 2,07. З метою покращення показника *COP* для каскадного циклу дослідимо вплив проміжної температури (температури конденсації холодильного агенту нижнього контуру на величину цього параметру).

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ КОНДЕНСАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТУ НИЖНЬОГО КОНТУРУ НА ЕНЕРГЕТИЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ КАСКАДНОГО ЦИКЛУ

Для каскадної холодильної машини, що має максимальний COP дослідимо вибір оптимальної температури конденсації холодильного агента нижнього контуру. Для цього задаємося величинами $t_{KH} = -20; -10; 10; 20$ °C.

Для всіх випадків холодильний агент нижнього каскаду R290, холодильний агент верхнього каскаду R717.

Теплові розрахунки циклів верхнього і нижнього каскадів виконуємо за алгоритмом, аналогічним наведеному у розділі 2 роботи. Тому усі подальші обчислення подаємо у спрощеному вигляді.

3.1 Температура конденсації нижнього каскаду $t_{KH} = 10$ °C

Розрахунок циклу нижнього каскаду

Питома ентальпію у точці $4H$ знайдемо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника PT

$$h_{4H} = h_{3H} - (h_{1H} - h_{6H}) = 225,4 - (536,8 - 522,4) = 210,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. Б.1.

Питома робота компресора

$$l_{KH} = h_{2H} - h_{1H} = 629,13 - 536,8 = 92,25 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0H} = h_{6H} - h_{5H} = 522,4 - 210,9 = 311,48 \text{ кДж/кг.}$$

Питоме навантаження на конденсатор

$$q_{KDH} = h_{2H} - h_{3H} = 629,1 - 225,4 = 403,73 \text{ кДж/кг.}$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок циклу верхнього каскаду

Питому ентальпію у точці 4B знайдемо за температурою яку розраховують з урахуванням переохолодження

$$t_{4B} = t_{3B} - \Delta t_{cu} = 45 - 5 = 40 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Температуру кипіння холодильного агента у верхньому каскаді знаходимо з урахуванням величини недорекуперації :

$$t_{0B} = t_{KH} - \Delta t_{B-K}^{hp} = 10 - 3 = 7 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Стан в точці 1B знайдемо за температурою, яку розраховуємо з урахуванням перегрівання холодильного агента на всмоктуванні у компресор:

$$t_{1B} = t_{0B} + \Delta t_{oh} = 7 + 5 = 12 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу верхнього каскаду заносимо до табл. Б.2.

Питома робота компресора

$$l_{KB} = h_{2B} - h_{1B} = 1797,7 - 1626,2 = 171,5 \text{ кДж/кг} .$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0B} = h_{1B} - h_{5B} = 1626,2 - 533,83 = 1092,37 \text{ кДж/кг} .$$

Коефіцієнт термотрансформації каскадного циклу

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{311,48}{92,25 + \frac{403,73}{1092,37} \cdot 171,5} = 2,00 .$$

3.2 Температура конденсації нижнього каскаду $t_{KH} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Розрахунок циклу нижнього каскаду

Питому ентальпію у точці 4H знайдемо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ

$$h_{4H} = h_{3H} - (h_{1H} - h_{6H}) = 251,6 - (536,8 - 522,4) = 237,16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. Б.3.

Питома робота компресора

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$l_{KH} = h_{2H} - h_{1H} = 643,4 - 536,8 = 106,56 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0H} = h_{6H} - h_{5H} = 522,4 - 237,16 = 285,24 \text{ кДж/кг.}$$

Питоме навантаження на конденсатор

$$q_{KH} = h_{2H} - h_{3H} = 629,1 - 237,1 = 391,97 \text{ кДж/кг.}$$

Розрахунок циклу верхнього каскаду

Питому ентальпію у точці 4B знайдемо за температурою яку розраховують з урахуванням переохолодження

$$t_{4B} = t_{3B} - \Delta t_{cu} = 45 - 5 = 40 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Температуру кипіння холодильного агента у верхньому каскаді знаходимо з урахуванням величини недорекуперації :

$$t_{0B} = t_{KH} - \Delta t_{B-K}^{HP} = 20 - 3 = 17 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Стан в точці 1B знайдемо за температурою, яку розраховуємо з урахуванням перегрівання холодильного агента на всмоктуванні у компресор:

$$t_{1B} = t_{0B} + \Delta t_{oh} = 17 + 5 = 22 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу верхнього каскаду заносимо до табл. Б.4.

Питома робота компресора

$$l_{KB} = h_{2B} - h_{1B} = 1754,1 - 1635,7 = 118,4 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0B} = h_{1B} - h_{5B} = 1635,7 - 533,8 = 1101,87 \text{ кДж/кг.}$$

Коефіцієнт термотрансформації каскадного циклу

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{285,24}{106,56 + \frac{391,97}{1101,87} \cdot 118,4} = 1,91.$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.3 Температура конденсації нижнього каскаду $t_{KH} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахунок циклу нижнього каскаду

Питому ентальпію у точці 4Н знайдемо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ

$$h_{4H} = h_{3H} - (h_{1H} - h_{6H}) = 175,3 - (536,8 - 522,4) = 160,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. Б.5.

Питома робота компресора

$$l_{KH} = h_{2H} - h_{1H} = 597,9 - 536,8 = 61,05 \text{ кДж/кг}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0H} = h_{6H} - h_{5H} = 522,4 - 160,8 = 361,53 \text{ кДж/кг}$$

Питоме навантаження на конденсатор

$$q_{KH} = h_{2H} - h_{3H} = 597,9 - 175,3 = 422,58 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунок циклу верхнього каскаду

Питому ентальпію у точці 4В знайдемо за температурою яку розраховують з урахуванням переохолодження

$$t_{4B} = t_{3B} - \Delta t_{cu} = 45 - 5 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температуру кипіння холодильного агента у верхньому каскаді знаходимо з урахуванням величини недорекуперації:

$$t_{0B} = t_{KH} - \Delta t_{B-K}^{HP} = -10 - 3 = -13\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Стан в точці 1В знайдемо за температурою, яку розраховуємо з урахуванням перегрівання холодильного агента на всмоктуванні у компресор:

$$t_{1B} = t_{0B} + \Delta t_{oh} = -13 + 5 = -8\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу верхнього каскаду заносимо до табл. Б.6.

Питома робота компресора

$$l_{KB} = h_{2B} - h_{1B} = 1902,2 - 1602,5 = 299,7 \text{ кДж/кг}$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Питома холодопродуктивність

$$q_{0B} = h_{1B} - h_{5B} = 1602,5 - 533,8 = 1068,67 \text{ кДж/кг.}$$

Коефіцієнт термотрансформації

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{361,53}{61,05 + \frac{422,58}{1068,67} \cdot 299,7} = 2,01.$$

3.4 Температура конденсації нижнього каскаду $t_{KH} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$

Розрахунок циклу нижнього каскаду

Питому ентальпію у точці 4H знайдемо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ

$$h_{4H} = h_{3H} - (h_{1H} - h_{6H}) = 151,3 - (536,8 - 522,4) = 136,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг.}}$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу нижнього каскаду заносимо до табл. Б.7.

Питома робота компресора

$$l_{KH} = h_{2H} - h_{1H} = 580,9 - 536,8 = 44,11 \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0H} = h_{6H} - h_{5H} = 522,4 - 136,8 = 385,52 \text{ кДж/кг.}$$

Питоме навантаження на конденсатор

$$q_{KDH} = h_{2H} - h_{3H} = 580,9 - 151,3 = 429,63 \text{ кДж/кг.}$$

Розрахунок циклу верхнього каскаду

Питому ентальпію у точці 4B знайдемо за температурою яку розраховують з урахуванням переохолодження

$$t_{4B} = t_{3B} - \Delta t_{cu} = 45 - 5 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температуру кипіння холодильного агента у верхньому каскаді знаходимо з урахуванням величини недорекуперації

$$t_{0B} = t_{KH} - \Delta t_{B-K}^{HP} = -20 - 3 = -23 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Стан в точці 1B знайдемо за температурою, яку розраховуємо з урахуванням перегрівання холодильного агента на всмоктуванні у компресор:

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$t_{1B} = t_{0B} + \Delta t_{oh} = -23 + 5 = -18 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Результати визначення термічних параметрів холодильного агенту у характерних точках циклу верхнього каскаду заносимо до табл. Б.8.

Питома робота компресора

$$l_{KB} = h_{2B} - h_{1B} = 1966,4 - 1588,5 = 377,9 \text{ кДж/кг}.$$

Питома холодопродуктивність

$$q_{0B} = h_{1B} - h_{5B} = 1588,5 - 533,8 = 1054,7 \text{ кДж/кг}.$$

Коефіцієнт термотрансформації каскадного циклу

$$COP = \frac{q_{0H}}{l_{KH} + \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \cdot l_{KB}} = \frac{385,5}{44,1 + \frac{429,6}{1054,7} \cdot 377,9} = 1,94 .$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Вплив температури конденсації верхнього контуру на коефіцієнт термотрансформації каскадного циклу

$t_{KH}, \text{ } ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	20
COP	1,94	2,01	2,00	2,00	1,91

Як видно з результатів розрахунку, оптимальним діапазоном температури конденсації нижнього каскаду є $-10 \leq t_{KH} \leq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$. З урахуванням температур конденсації верхнього каскаду $t_k = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$ та кипіння нижнього каскаду $t_0 = -45 \text{ } ^\circ\text{C}$ можна зробити висновок, що при розрахунку каскадної холодильної машини із використанням у верхньому каскаді аміаку, а у нижньому пропану, можна задаватися температурою конденсації нижнього каскаду як середнім арифметичним

$$t_{KH} = \frac{t_0 + t_k}{2} .$$

При цьому буде підтримуватися максимальна енергетична ефективність каскадного циклу.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4 МОДИФІКОВАНИЙ КАСКАДНИЙ ХОЛОДИЛЬНИЙ ЦИКЛ

Модифікований каскадний цикл складається: верхній каскад – двоступенева ПКХМ зі змішаною проміжною посудиною, нижній каскад – одноступенева ПКХМ з РТ. Вибір такої схеми пов'язаний з дослідженням можливого збільшення енергоефективності холодильної машини в цілому за рахунок використання у її складі більш енергоефективної двоступеневої (порівняно з одноступеневою) холодильної машини.

На рис. В.1 і В.2 зображено принципову схему комбінованого каскадного циклу та її цикл у p,h -діаграмі.

Вихідні дані:

– холодильний агент:

– верхній каскад – аміак (R717);

– нижній каскад – пропан (R290);

– температура кипіння холодильного агента:

– нижній каскад $t_{0H} = t_0 = -45\text{ }^\circ\text{C}$;

– температура конденсації холодильного агента:

– верхній каскад $t_{кВ} = t_к = 45\text{ }^\circ\text{C}$;

– нижній каскад $t_{кН} = 0\text{ }^\circ\text{C}$

– перегрівання на всмоктуванні першого ступеня верхнього каскаду

$\Delta t_{0h1} = 5\text{ }^\circ\text{C}$;

– перегрівання на всмоктуванні нижнього каскаду $\Delta t_{0h1H} = 10\text{ }^\circ\text{C}$.

Стиснення у всіх компресорах теоретичне (адіабатний процес).

Втратами тепла в довкілля від апаратів та елементів, що входять до циклу, нехтуємо.

Розрахунок подаємо у спрощеному вигляді. Термодинамічні параметри холодильного агента в характерних точках циклу знаходимо з використанням спеціалізованого програмного продукту REFPROP для відповідних холодильних агентів.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Верхній каскад. Температуру кипіння у верхньому каскаді t_{0B} знаходимо через температуру конденсації холодильного агенту нижнього каскаду $t_{кН} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ та величину недорекуперації у випарнику-конденсаторі $\Delta t_{B-K}^{HP} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$t_{0B} = t_{кН} - \Delta t_{B-K}^{HP} = 0 - 3 = -3\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Визначаємо проміжний тиск

$$p_{пр} = \sqrt{p_{0B} \cdot p_{KB}} = \sqrt{0,383 \cdot 1,783} = 0,826\text{ МПа}.$$

Стан у точці $8B$ знаходимо за умови тиску $p_{KB} = 1,783\text{ МПа}$ і умови

$$t_{8B} = t_{пр} + 5 = 19 + 5 = 24\text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $t_{пр}$ – температура насичення холодильного агенту, що відповідає тиску $p_{пр} = 0,826\text{ МПа}$.

Результати заносимо до таблиці В.1.

Питомі роботи ступенів компресора верхнього каскаду

$$l_{кНТВ} = h_{2B} - h_{1B} = 1721 - 1615 = 106\text{ кДж/кг};$$

$$l_{кВТВ} = h_{5B} - h_{4B} = 1729 - 1622 = 107\text{ кДж/кг}.$$

Питоме теплове навантаження на випарник-конденсатор $B-K$ з боку верхнього каскаду

$$q_{0B} = h_{1B} - h_{9B} = 1615 - 456 = 1159\text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо відношення масових витрат холодильного агенту в ступенях верхнього каскаду з виразу, отриманого з рівняння теплового балансу для контура навколо змійовика $Зм$

$$\frac{\dot{m}_{кВТВ}}{\dot{m}_{кНТВ}} = \frac{h_{3B} - h_{8B}}{h_{4B} - h_{6B}} = \frac{1695 - 456}{1622 - 559} = 1,1656.$$

Нижній каскад. У нижньому каскаді маємо одноступеневу парокомпресійну холодильну машину з регенеративним теплообмінником.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За температурою $t_{0H} = -45\text{ }^{\circ}\text{C}$ знаходимо тиск насичення $p_{0H} = 0,089\text{ МПа}$.

За температурою $t_{кН} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ знаходимо тиск насичення $p_{кН} = 0,474\text{ МПа}$.

Стан у точці 1H знаходимо за тиском $p_{0H} = 0,089\text{ МПа}$ і температурою

$$t_{1H} = t_{0H} + \Delta t_{0h1H} = -45 + 10 = -35\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Стан у точці 2H знаходимо за величиною тиску $p_{кН} = 0,474\text{ МПа}$ та умовою $s_{2H} = s_{1H} = 2,519\text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$.

Стан у точці 4B знаходимо за тиском $p_{кН} = 0,474\text{ МПа}$ та питомою ентальпією, яку знаходимо з рівняння енергетичного балансу регенеративного теплообмінника

$$h_{4H} = h_{3H} - (h_{1H} - h_{6H}) = 200 - (537 - 522) = 185\text{ кДж / кг}.$$

Результати заносимо до таблиці В.2.

Питома робота компресора нижнього каскаду

$$l_{кН} = h_{2H} - h_{1H} = 617 - 537 = 80\text{ кДж / кг}.$$

Питоме теплове навантаження (холодопродуктивність) на випарник В

$$q_{0H} = h_{6H} - h_{5H} = 522 - 185 = 337\text{ кДж / кг}.$$

Питоме теплове навантаження на випарник-конденсатор В-К з боку нижнього каскаду

$$q_{кН} = h_{2H} - h_{3H} = 617 - 200 = 417\text{ кДж / кг}.$$

Коефіцієнт термотрансформації модифікованого каскадного циклу

$$COP = \frac{Q_{0H}}{N_{кНТВ} + N_{кВТВ} + N_{кН}}.$$

Отже, з урахуванням перетворень отримаємо загальну формулу для розрахунку коефіцієнта термотрансформації модифікованого каскадного циклу

$$COP = \frac{q_{0H}}{q_{0B} \left(l_{кНТВ} + \frac{h_{3B} - h_{8B}}{h_{4B} - h_{6B}} \cdot l_{кВТВ} \right) + l_{кН}} = \frac{337}{\frac{417}{1159} \cdot (106 + 1,1656 \cdot 107) + 80} = 2,07.$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Узагальнені результати коефіцієнтів термотрансформації за порівнювальними схемами зведемо до табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Порівняння коефіцієнтів *COP* для різних схемних рішень холодильних машин; температура конденсації 45 °С, температура кипіння -45 °С

№ пор.	Схемне рішення	<i>COP</i>	Примітка
1	Одноступенева ПКХМ з субкулером	1,71	холодильний агент R717
2	Двоступенева ПКХМ зі змійовиковою проміжною посудиною	2,07	холодильний агент R717
3	Каскадна холодильна машина	2,00	холодильний агент верхнього каскаду R717; холодильний агент нижнього каскаду R290
4	Модифікована каскадна холодильна машина	2,07	холодильний агент верхнього каскаду R717; холодильний агент нижнього каскаду R290

5 ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ЦИКЛІВ

Термoeкономічний аналіз виконуємо згідно підходів, розроблених Дж. Тсатсаронісом.

5.1 Одноступенева ПКХМ з субкулером

Схема ексергетичних перетворень для одноступеневої ПКХМ за методом «чорного ящика» подана на рис. 5.1.

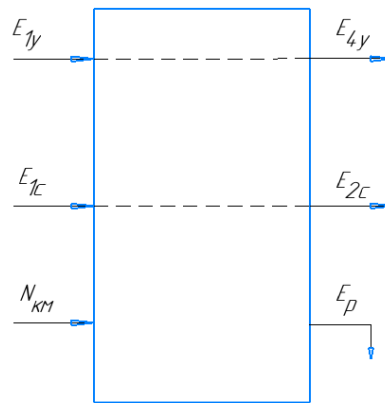


Рисунок 5.1 – Потоки ексергії у одноступеневій ПКХМ

Розглянемо ділянку відведення тепла, яка включає конденсатор і переохолоджувач конденсату.

Відповідно до вихідних даних:

$$t_k = 45^\circ\text{C}; t_o = -45^\circ\text{C}$$

$$t_4 = t_k - \Delta t = t_k - 5 = 40^\circ\text{C}$$

Задаємося:

– нагрівання води $\Delta t_w = 5^\circ\text{C}$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		31

- недорекуперація у КД $\Delta t_{HP} = 3^{\circ}\text{C}$;
- втрати тиску утилізованого середовища у конденсаторі та переохолоджувачі конденсату $\Delta p_w = 3\text{кПа}$;
- адіабатний ККД насосу для перекачування утилізованого середовища конденсатора $\eta_s^H = 0,8$;
- холодопродуктивність циклу $Q_o = 100\text{кВт}$;
- початкова температура утилізованого середовища на вході до переохолоджувача конденсату $t_{w1} = 20^{\circ}\text{C}$.

Масова витрата холодильного агента в циклі

$$\dot{m}_a = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{100}{1019,9} = 0,098 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$\begin{aligned} Q_{\text{КД}} &= q_{\text{КД}} \cdot \dot{m}_a = (h_2 - h_3) \dot{m}_a = (2149,2 - 558,6) \cdot 0,098 = \\ &= 1590,6 \cdot 0,098 = 155,96\text{кВт}. \end{aligned}$$

Теплове навантаження на переохолоджувач конденсату (субкулер)

$$\dot{Q}_{\text{СК}} = q_{\text{СК}} \cdot \dot{m}_a = (h_3 - h_4) \dot{m}_a = (558,6 - 553,8) \cdot 0,098 = 2,43\text{кВт}.$$

Внутрішня потужність компресора

$$N_s = l_k \cdot \dot{m}_a = 595,5 \cdot 0,098 = 53,39\text{кВт}.$$

Електрична потужність компресора

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$N_{KM} = \frac{N_s}{\eta_{пер} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ел} \cdot l_5} = \frac{53,49}{0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,8} = 85,25 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на ділянку конденсації

$$\dot{Q}_{конд} = (h'' - h') \cdot \dot{m}_a = (1634 - 558,6) \cdot 0,098 = 105,39 \text{ кВт.}$$

Температура утилізованого середовища на виході з конденсатора

$$t_{3y} = t_k - \Delta t_{HP} = 45 - 3 = 42^\circ\text{C.}$$

Масова витрата утилізованого середовища (вода) у конденсаторі

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_{конд} + \dot{Q}_{ск}}{c_w \cdot (t_{3y} - t_{1y})} = \frac{105,39 + 2,43}{4,174(42 - 20)} = 1,174 \text{ кг/с.}$$

Температура утилізованого середовища на виході з конденсатора

$$t_{4y} = t_{3y} + \frac{\dot{Q}_{КД} - \dot{Q}_{конд}}{C_w \cdot \dot{m}_w} = 42 + \frac{155,96 - 105,39}{4,174 \cdot 1,174} = 52,3^\circ\text{C}$$

Електрична потужність насосу для перекачування утилізованого середовища через конденсатор і переохолоджувач конденсату

$$N_{ел}^H = \frac{\dot{m}_w \cdot \Delta P_w^{КД}}{\rho_w \cdot \eta_w^H} = \frac{1,174 \cdot 3}{995 \cdot 0,8 \cdot 0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94} = 0,004 \text{ кВт} \rightarrow 0,$$

де $\eta_{пер} = 0,97 - 0,99 \rightarrow 0,99$ – ККД передачі насосу;

$\eta_{мех} = 0,9 - 0,96 \rightarrow 0,92$ – механічний ККД насосу;

$\eta_{ел} = 0,89 - 0,95 \rightarrow 0,94$ – електричний ККД електродвигуна.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$\eta_6 = 0,7 - 0,85 \rightarrow 0,8$ – адіабатний ККД насосу.

Питомі ексергії у точках 1у і 4у

$$e_{1y} = (h_{1y} - h_{oc}) - T_{o.c}(S_{1y} - S_{o.c}) = C_w \cdot (t_{1y} - t_{o.c}) - T_{o.c} C_w \cdot \frac{T_{1y}}{T_{o.c}} + \frac{p_w^{1y}}{p_w}$$

Задаємося $p_w^{1y} = 200$ кПа; $p_{o.c} = 100$ кПа.

$$e_{1y} = 1,174(20 - 20) - 293 \cdot 4,174 \ln\left(\frac{293}{293}\right) + \frac{200 - 100}{995} = 0,1 \text{кДж/кг}$$

$$e_{4y} = 4,174(52,3 - 20) - 293 \cdot 4,174 \left(\frac{52,3 + 273}{293}\right) + \frac{200 - 3 - 100}{995} \\ = 7,02 \text{кДж/кг}$$

Повна ексергія потоку

$$E_{1y} = m_w e_{1y} = 1,174 \cdot 0,1 = 0,117 \text{кВт}; E_{4y} = 1,174 \cdot 7,02 = 8,241 \text{кВт}$$

Розглянемо ділянку підведення тепла у випарнику.

Задаємося температурами середовища на вході та виході з випарника

$$t_{1c} = t_1 + \Delta t_{\text{НВ}}^{\text{В}} = -40 + 5 = -35^\circ\text{C};$$

$$t_{2c} = t_{1c} - \Delta t_{\text{пов}} = -35 - 5 = -40^\circ\text{C}.$$

Масова витрата повітря у випарнику

$$\dot{m}_{\text{пов}} = \frac{\dot{Q}_o}{C_{pm} \cdot \Delta t_{\text{пов}}} = \frac{100}{1,006 \cdot 5} = 19,881 \text{кг/с}.$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Задаємося також:

$$1) P_{1c} \approx P_{2c} \approx P_{o.c}$$

$$2) R = 0,287 \text{ кДж/кг}$$

$$3) N_{от} \approx 0.$$

Питомі ексергії у потоків у характерних точках

$$e_{1c} = C_{pm}(t_{1c} - t_{o.c}) - T_{o.c} \cdot C_{pm} \left(\frac{T_{1c}}{T_{o.c}} \right) + T_{o.c} R \cdot \ln \frac{P_{1c}}{P_{o.c}};$$

$$e_{1c} = 1,006(-35 - 20) - 293 \cdot 1,006 \cdot \ln \left(\frac{238}{293} \right) = \frac{5,95 \text{ кДж}}{\text{кг}};$$

$$e_{2c} = 1,006(-40 - 20) - 293 \cdot 1,006 \cdot \ln \frac{233}{293} = \frac{7,18 \text{ кДж}}{\text{кг}}.$$

Повна ексергія у потоків у характерних точках

$$E_{1c} = 5,95 \cdot 19,88 = 118,292 \text{ кВт};$$

$$E_{2c} = e_{2c} \cdot h_{пов} = 7,18 \cdot 19,881 = 142,746 \text{ кВт}.$$

Роботу термотрансформатора можна розглядати як теплофікаційну машину коли корисно може використовуватися як енергія на високо- (конденсатор і переохолоджувач конденсату), так і низькотемпературному рівні (випарник). Другий режим роботи – класичний – холодильна машина коли корисно використовується енергія лише на низькотемпературному рівні (випарник).

Ексергетичний ККД незалежно від режиму роботи термотрансформатора може бути знайдений за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\sum E_p}{\sum E_f},$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де $\sum E_p$ – сума змін потоків ексергій продукту;

$\sum E_f$ – сума змін потоків палива.

Запишемо вирази для палива залежно від режиму:

– теплофікаційний режим роботи: $E_f = N_{\text{KM}}^{\text{ел}} + N_{\text{H}}^{\text{КЗ}}$;

– режим роботи як холодильна машина: $E_f = N_{\text{KM}}^{\text{ел}} + N_{\text{H}}^{\text{КД}} + (E_{4y} - E_{1y})$.

Запишемо вирази для продукту залежно від режиму:

– теплофікаційний режим роботи: $E_p = (E_{4y} - E_{1y}) + (E_{2c} - E_{1c})$;

– режим роботи як холодильна машина: $E_p = (E_{2c} - E_{1c})$.

Розраховуємо ексергетичний ККД залежно від режиму роботи:

– теплофікаційний режим роботи

$$\varepsilon = \frac{(E_{4y} - E_{1y}) + (E_{2c} - E_{1c})}{N_{\text{KM}}^{\text{ел}} + N_{\text{H}}^{\text{КД}}} = \frac{(8,241 - 0,117) + (142,746 - 118,292)}{85,25 + 0,004} = 0,382.$$

– режим роботи як холодильна машина

$$\frac{E_{2c} - E_{1c}}{N_{\text{KM}}^{\text{ел}} + N_{\text{H}}^{\text{КД}}} = \frac{142,746 - 118,292}{85,25 + 0,004} = \frac{24,454}{85,253} = 0,287.$$

5.2 Двоступенева холодильна машина зі змішаною проміжною посудиною

Схема ексергетичних перетворень для двоступеневої ПКХМ за методом «чорного ящика» подана на рис. 5.2.

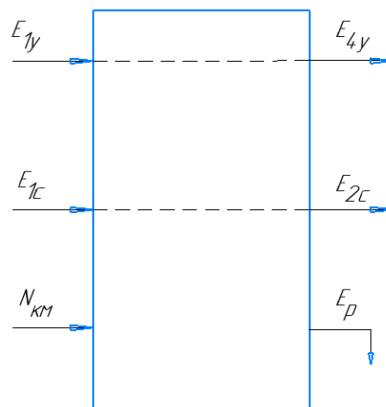


Рисунок 5.2 – Потoki ексергії у двоступеневій ПКХМ

						ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата			36

Аналогічно попередній схемі виконуємо розрахунки для двох режимів роботи: теплофікаційна і холодильна машина.

Для циклу, що розглядається, ексергія продукту дорівнює ексергії продукту, що розрахована для циклу одноступеневої ПКХМ:

– теплофікаційний режим роботи

$$\begin{aligned}\sum E_P &= (E_{4y} - E_{1y}) + (E_{2c} - E_c) = \\ &= (8,241 - 0,117) + (142,746 - 118,292) = 32,578 \text{ кВт};\end{aligned}$$

– режим роботи як холодильна машина

$$\sum E_P = E_{2c} - E_{1c} = 142,746 - 118,292 = 24,454 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента у нижньому ступені

$$m_{\text{КНТ}} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{100}{1224,85} = 0,0816 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де $q_0 = h_1 - h_9 = 1553,7 - 328,8 = 1224,85 \text{ кДж/кг}$ – питома холодопродуктивність циклу.

Питомі роботи ступенів компресорів:

$$l_{\text{КНТ}} = h_2 - h_1 = 1794,6 - 1553,7 = 240,9 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{\text{КВТ}} = h_5 - h_4 = 1856,4 - 1596 = 260,4 \text{ кДж/кг}.$$

Визначимо відповідні потужності компресорів

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$N_{\text{КВТ}}^{\text{ел}} = \frac{l_{\text{КВТ}} \cdot \dot{m}_{\text{КНТ}} \cdot \frac{h_3 - h_8}{h_4 - h_6}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ел}} \cdot \eta_s} = \frac{260,4 \cdot 0,0816 \cdot \frac{1722,7 - 328,85}{1596 - 558,63}}{0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,8} = 41,68 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{КНТ}}^{\text{ел}} = \frac{l_{\text{КНТ}} \cdot \dot{m}_{\text{КНТ}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ел}} \cdot \eta_s} = \frac{240,9 \cdot 0,0816}{0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,8} = 28,7 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потік палива незалежно від схеми

$$\sum E_f = N_{\text{КВТ}}^{\text{ел}} + N_{\text{КНТ}}^{\text{ел}} = 41,68 + 28,7 = 70,38 \text{ кВт.}$$

Розраховуємо ексергетичний ККД залежно від режиму роботи:

– теплофікаційний режим роботи

$$\varepsilon = \frac{\sum E_p}{\sum E_f} = \frac{32,578}{70,38} = 0,463;$$

– режим роботи як холодильна машина

$$\varepsilon = \frac{\sum E_p}{\sum E_f} = \frac{24,454}{70,38} = 0,347.$$

5.3 Каскадна холодильна машина

Аналогічно попередній схемі виконуємо розрахунки для двох режимів роботи: теплофікаційна і холодильна машина. Аналізуємо схему для верхнього каскаду – R717, нижній каскад R290.

Для циклу, що розглядається, ексергія продукту дорівнює ексергії продукту, що розрахована для циклу одноступеневої ПКХМ:

– теплофікаційний режим роботи

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\sum E_p = 32,578 \text{ кВт};$$

– режим роботи як холодильна машина

$$\sum E_p = 24,454 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента у нижньому каскаді

$$\dot{m}_H = \frac{Q_0}{q_{0H}} = \frac{100}{336,88} = 0,2968 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де $q_{0H} = 336,88 \text{ кДж/кг}$ – питома холодопродуктивність циклу нижнього каскаду.

Масова витрата холодильного агента у верхньому каскаді

$$\dot{m}_B = \frac{q_{кН}}{q_{0B}} \dot{m}_H = \frac{416,73}{1081,27} \cdot 0,2968 = 0,1144 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де $q_{0H} = 336,88 \text{ кДж/кг}$ – питома холодопродуктивність циклу нижнього каскаду.

Питомі роботи компресорів верхнього і нижнього каскадів:

$$l_{кН} = 79,85 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{кВ} = 231,9 \text{ кДж/кг}.$$

Визначимо відповідні потужності компресорів

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$N_{KB}^{el} = \frac{l_{KB} \cdot \dot{m}_B}{\eta_{пер} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ел} \cdot \eta_s} = \frac{231,9 \cdot 0,1144}{0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,8} = 38,73 \text{ кВт}$$

$$N_{KH}^{el} = \frac{l_{KT} \cdot \dot{m}_H}{\eta_{пер} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ел} \cdot \eta_s} = \frac{79,85 \cdot 0,2968}{0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,8} = 34,6 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потік палива незалежно від схеми

$$\sum E_f = N_{KBT}^{el} + N_{KHT}^{el} = 38,73 + 34,6 = 73,33 \text{ кВт.}$$

Розраховуємо ексергетичний ККД залежно від режиму роботи:

– теплофікаційний режим роботи

$$\varepsilon = \frac{\sum E_p}{\sum E_f} = \frac{32,578}{73,33} = 0,444;$$

– режим роботи як холодильна машина

$$\varepsilon = \frac{\sum E_p}{\sum E_f} = \frac{24,454}{73,33} = 0,333.$$

5.4 Модифікована каскадна холодильна машина

Переваги використання модифікованої каскадної холодильної машини – це можливість підтримання більш низької температури у всіх характерних точках циклу. У результаті цього отримують більшу експлуатаційну надійність.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Аналогічно попередній схемі виконуємо розрахунки для двох режимів роботи: теплофікаційна і холодильна машина. Аналізуємо схему для верхнього каскаду – R717, нижній каскад R290.

Для циклу, що розглядається, ексергія продукту дорівнює ексергії продукту, що розрахована для циклу одноступеневої ПКХМ:

– теплофікаційний режим роботи

$$\sum E_p = 32,578 \text{ кВт};$$

– режим роботи як холодильна машина

$$\sum E_p = 24,454 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента у нижньому каскаді

$$\dot{m}_H = \frac{Q_0}{q_{0H}} = \frac{100}{337} = 0,2967 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де $q_{0H} = 336,88 \text{ кДж/кг}$ – питома холодопродуктивність циклу нижнього каскаду.

Масова витрата холодильного агента у верхньому каскаді:

– ступінь низького тиску

$$\dot{m}_{BH} = \frac{q_{KH}}{q_{0B}} \dot{m}_H = \frac{417}{1059} \cdot 0,2967 = 0,1168 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

– ступінь високого тиску

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\dot{m}_{BB} = \frac{h_{3B} - h_{8B}}{h_{4B} - h_{6B}} \dot{m}_{BH} = 1,1656 \cdot 0,1168 = 0,1362 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Питомі роботи компресорів верхнього і нижнього каскадів:

$$l_{KH} = 79,85 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{KHTB} = 106 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{KBTV} = 107 \text{ кДж/кг}.$$

Визначимо відповідні потужності компресорів

$$N_{KH}^{ел} = \frac{l_{KH} \cdot \dot{m}_H}{\eta_{пер} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ел} \cdot \eta_s} = \frac{80 \cdot 0,2967}{0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,8} = 34,66 \text{ кВт};$$

$$N_{KHTB}^{ел} = \frac{l_{KHTB} \cdot \dot{m}_{BH}}{\eta_{пер} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ел} \cdot \eta_s} = \frac{106 \cdot 0,1168}{0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,8} = 18,08 \text{ кВт};$$

$$N_{KBTV}^{ел} = \frac{l_{KBTV} \cdot \dot{m}_{BB}}{\eta_{пер} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ел} \cdot \eta_s} = \frac{107 \cdot 0,1362}{0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,8} = 21,28 \text{ кВт}.$$

Розраховуємо потік палива незалежно від схеми

$$\sum E_f = N_{KH}^{ел} + N_{KHTB}^{ел} + N_{KBTV}^{ел} = 34,66 + 18,08 + 21,28 = 74,02 \text{ кВт}.$$

Розраховуємо ексергетичний ККД залежно від режиму роботи:

– теплофікаційний режим роботи

$$\varepsilon = \frac{\sum E_p}{\sum E_f} = \frac{32,578}{74,02} = 0,440;$$

– режим роботи як холодильна машина

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\varepsilon = \frac{\sum E_p}{\sum E_f} = \frac{24,454}{74,02} = 0,330.$$

Результати розрахунків заносимо до табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків. Температура конденсації 45 °С, температура кипіння -45 °С

№ пор.	Схемне рішення	COP	ε
1	Одноступенева ПКХМ з субкулером	1,71	0,287
2	Двоступенева ПКХМ зі змійовиковою проміжною посудиною	2,07	0,347
3	Каскадна холодильна машина	2,00	0,333
4	Модифікована каскадна холодильна машина	2,07	0,330

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

Безпека праці та охорона життя і здоров'я працівників є найважливішими вимогами соціалістичного виробництва. Особливо велика роль техніки безпеки на водо-аміачних холодильних абсорбційних установках у зв'язку з токсичними і вибухонебезпечними властивостями аміаку.

Аміак перетворюється на рідину при стисканні або охолодженні. Рідкий аміак кипить за нормальної температури $-33,34\text{ }^{\circ}\text{C}$ за нормального атмосферного тиску. Для запобігання випаровування його зберігають під тиском або за низької температури.

Аміак не вважається легкозаймистим елементом. Температура його займання становить близько $850\text{ }^{\circ}\text{C}$. Незважаючи на це, не рекомендується проводити вогневі роботи на трубопроводах або балонах до їх дезактивації та очищення ємностей від аміаку або його солей.

При випаровуванні аміак є чистим безбарвним газом і має дуже характерний запах. Запах є найсильнішим захисним (запобіжним) властивістю аміаку.

Гранично допустима концентрація у повітрі робочої зони виробничого приміщення становить 20 мг/м^3 . В атмосферному повітрі населених пунктів та у житлових приміщеннях середньодобова концентрація аміаку не повинна перевищувати $0,04\text{ мг/м}^3$. Максимальна разова концентрація в атмосфері – $0,2\text{ мг/м}^3$.

Для простоти можна вважати наявність запаху аміаку свідчить про перевищення гранично допустимої концентрації.

6.1 Токсичність та вибухонебезпечність аміаку

Токсичність. Дослідження Ленінградського інституту гігієни праці та профзахворювань, а також ряду показали, що аміак є токсичним (отруюючим, задушливим) газом. Він близький до хлору, але має більш

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

легко займистим та удушливим газом. Глибока деструкція і некроз тканини викликають часто інфекційне захворювання, якому сприяє патогенна мікрофлора (наприклад у легенях).

Наслідком отруйної дії є: тиску крові; пригнічення і подальше різке роздратування лімфатичної системи при відсутності реакції з боку лейкоцитів; збудження і пригнічення нервової системи; зміна слизових оболонок шлунка (без безпосереднього попадання аміаку); моментальна зупинка дихання внаслідок спазми головний щілини; активізація туберкульозного процесу; опіки і еритеми шкіри; опік очей, прорив кришталика; параліч і глухота. Гранична санітарна норма аміаку у виробничих приміщеннях (в мг/л) і концентрації, що викликають фізіологічну дію (мг/л), наведені нижче:

- гранична санітарна норма аміаку 0,2;
- поріг сприйняття нюхом ... 0,035;
- концентрація:
- подразнююча горло 0,30;
- подразнююча очі ... 0,5;
- викликаюча кашель ... 1.2;
- максимально допустима при тривалому перебуванні ... 0,07.

Вибухонебезпечні властивості аміаку були встановлені німецькими хіміками в 1914 р подальші дослідження Шліфака, Нагеля і Шемеля в 1929 р. доповнили ці дані.

Горіння аміаку в повітрі починається при концентрації його понад 11% об.

Вибухонебезпечні концентрації - від 16 до 26,8%. Вони збільшуються при нагріванні суміші аміаку і повітря (14,5- 29,5%).

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вибухонебезпечність суміші над поверхнею водоаміачного розчину відповідає температурам не вище 44-48 ° С [168]. Найбільш сильний вибух суміші аміаку з повітрям відбувається при концентрації 22% об.

При цьому $4NH_3 + 3O_2 = 6H_2O + 2N_2$. Швидкість горіння нижча, ніж при вибуху світильного газу, ацетилену або водню (табл. 6.1).

Таблиця 6.1

Газ	Об'єм газу %	Об'єм повітря %	Швидкість вибуху м/с
Аміак	17	83	0,3
	22	78	0,5
	25	75	0,4
	26	74	0,3
Світильний газ	10	90	3
	13	87	4
	20	80	23
	22	78	26
	27	73	0,6

6.2 Перша допомога

Хімічна реакція аміаку з рідинами людини починається миттєво, а тяжкість її впливу посилюється з часом. З цієї причини дуже важливою є швидкість прийняття рішень.

Основне лікування полягає у промиванні уражених ділянок тіла великою кількістю води. Одного короткого промивання недостатньо. Потрібний постійний потік води над постраждалими ділянками. В ідеалі, доки постраждалий не буде доставлений до лікаря. Отже, робочому місці необхідно мати достатній запас води. (Баллон води з кулера буде виливатися

трохи більше п'яти хвилин при потоці води розміром з олівець). Повторно воду аміаком, що вже наситилася, використовувати марно.

6.3 Захист від аміаку

Постійне носіння захисного спорядження значно знижує можливість отримання травм внаслідок ескалації ризику викиду аміаку.

Рукавички повинні бути непроникними для аміаку і мати довгі манжети, які необхідно повернути назад, щоб краплі не стікали при піднятих руках.

Не слід використовувати окуляри з відкритою вентиляцією, оскільки газ може легко проходити через вентиляційні отвори.

Респіратор, оснащений картриджами, може використовуватися тільки для захисту на низьких рівнях концентрації. При високих концентраціях використовують автономні системи.

Одяг повинен бути розрахований на перешкоджання проходженню аміаку, а також обмежувати проникнення аміаку через манжети та комір.

6.5 Міри управління

Первинними заходами управління ймовірністю викиду аміаку буде підготовка персоналу та підтримання справності обладнання.

Заходами зниження тяжкості наслідків аварії буде наявність ЗІЗ. Наявність джерел води, таких як душ безпеки або ємності з водою. Працівникам, які обслуговують обладнання або знаходяться в приміщеннях, де можливий викид аміаку, рекомендується мати при собі пляшку з водою.

Вимоги промислової безпеки до організації місць зберігання аміаку містяться у ПБ 09-579-03 Правила безпеки для наземних складів рідкого аміаку.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6.6 Вплив аміаку

Шкіра

Хімічний опік від аміаку схожий на опік високої температури. На пошкоджені ділянки не можна наносити мазі чи креми. Нейтралізація проводиться лише шляхом розведення великою кількістю води.

Аміак може заморозити шкіру та вологий одяг. Якщо одяг замерз, знімати його слід тільки після розморожування. Інакше можна пошкодити покриви потерпілого.

Очі

Взаємодія аміаку з рідиною очей може призвести до таких пошкоджень, як катаракта або глаукома, а іноді можливе фізичне руйнування ока.

Якщо очі піддавалися впливу аміаку, слід негайно і постійно промивати водою, а постраждалого слід доставити до лікаря. Швидкість надання першої допомоги є вирішальним фактором між сліпотою та збереженням зору постраждалого.

Легені

Аміак досить швидко спалює дихальну систему. Одночасно дихання може бути паралізоване через біль.

Захист дихальних шляхів може бути забезпечений наявністю відповідних засобів індивідуального захисту органів дихання (СІЗОД) та вмінням працівників їх використовувати.

Класи вибухонебезпечності. На підставі «Правил пристрою електроустановок» апаратні відділення водоаміачних абсорбційних холодильних установок відносять до вибухонебезпечних приміщень класу в-1б. Холодильні установки, на відкритому повітрі, - до класу в-1б. Виробничі приміщення, що не містять обладнання матеріалів, небезпечних щодо пожежі, але межують з приміщеннями класу в-1б, є невибухонебезпечними при наявності між ними однієї стіни з дверима або двох стін і дверей,

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

утворюють коридор або тамбур. У приміщеннях класу в-1б допускається установка електро-обладнання в закритому виконанні.

Електричні машини, апарати і прилади повинні мати корпуси, що захищають внутрішні частини від попадання пилю і не мають відкритих отворів . Датчики приладів, струмовідні частини яких введені в судини, повинні бути у вибухонепроникному виконанні з іскробезпечним входом. Електророзподільні пристрої і трансформаторні підстанції не слід розміщувати безпосередньо- в приміщеннях апаратних відділень. Для них необхідно виходити з "Правил улаштування електроустановок" [170]. Центральні командні пункти з пристроями сигналізації, управління і регулювання, розташовують у приміщенні головного щита, суміжного з апаратним відділенням. Щит і апаратне відділення повинні бути обладнані відповідно з "Правилами улаштування електроустановок". Електродвигун вентиляторів аварійної вентиляції в приміщеннях класу в-1б, а також апаратура для управління ними повинні бути у вибухонепроникним виконанні.

Щоб попередити підвищення тиску, необхідно передбачати випуск парів аміаку в атмосферу через запобіжні клапани по викидній трубі, що виводиться на 1 м вище карниза прилеглої будівлі в радіусі 50 м. труби слід загнути на 180 °С. Діаметр викидної труби приймають не менше діаметра клапана. Опір цієї труби має бути мінімальним і не перевищувати 5% від тиску початку відкриття клапана. Допускається приєднання запобіжних клапанів до загальної відвідної труби, поперечний переріз якої може скласти не менше 50% суми перетинів викидних труб. При тиску пари, що гріє вище 0,7 аті необхідна встановити запобіжного клапана на паровому трубопроводі. Клапан повинен бути відрегульований на максимальний тиск в паровій системі. Для поршневих насосів обов'язково пристрій на нагнітальній стороні пружинного запобіжного клапана, пропускає розчин у всмоктувальну лінію при надмірному підвищення тиску. Запобіжний клапан повинен

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

відкриватися при досягненні максимально допустимого для даного насоса перепаду тиску. Між запобіжними клапанами і апаратами (сосудами), що працюють під тиском, встановлюють триходовий перемикаючий вентиль.

6.7 Зберігання аміаку

Будинок повинен бути в один поверх без горища. Стіни виготовлені з вогнестійких матеріалів. Підлога рівна з неповним покриттям. Вікна та двері повинні відкриватися на вулицю, а скла зафарбовані білою фарбою. У приміщенні обов'язкова наявність природної і штучної вентиляції. У 10 метрах від сховища не повинно бути вогню або горючих речовин. Обов'язково повинні бути написи» Куріння заборонено«,» Вогнебезпечно«,» під час пожежі дзвонити 01", а також приписів щодо поводження з резервуарами. Вхід в будівлю без протигазу заборонений. Допустима температура в приміщенні не більше 35 градусів.

Зберігання аміаку в цистернах та балонах із сталі

Цистерни захищають від променів сонця та опадів жалюзійною перегородкою з покрівлею. На ємностях повинні бути видимі датчики рівня, манометри, клапани-запобіжники і скидні трубопроводи. Сховище має бути заповнене на 80%, яке величина має перевищувати 25 м³. Речовину містять у жовтих балонах із написом чорного кольору «Аміак». Всі резервуари повинні мати стандартні тавра, фарбування та підписи. Заповнені балони тримають на складі у вертикальній позиції. Щоб запобігти падіння, судини встановлюють у спеціалізовані клітини чи обгороджують їх. Ємності без черевиків лежать горизонтально, з повернутими в одному положенні вентилями та захисними ковпаками. У висоту кладка не повинна бути вищою за 1,5 м.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розглянуто шляхи підвищення енергоефективності низькотемпературної холодильної машини. Розглядалося два принципові підходи: вибір холодильного агенту або їх комбінацій та вибір схемного рішення.

Як показали результати варіативного розрахунку різних схемних рішень холодильних машин, поданих у табл. 4.1, найбільше значення коефіцієнта термотрансформації циклу ($COP = 2,07$) було отримано у двох випадках: за умови використання двоступеневої ПКХМ зі змійовиковою проміжною посудиною та модифікованої каскадної холодильної машини – це нове схемне рішення, не описане у класичних підручниках з холодильних машин. Додатково порівнюючи проміжні робочі параметри вказаних схемних рішень рекомендовано віддати перевагу модифікованій каскадній холодильній машини через забезпечення кращих умов експлуатації її компресорів, а саме, підтримання менших ступенів підвищення тиску та кінцевих температур холодильного агенту після стиснення. Ці показники позитивно впливають на безпеку роботи холодильної машини (включаючи термічне саморозкладання мастила та його обуглення на поверхні циліндру компресора), що підвищує надійність його роботи, а сам компресор матиме підвищений коефіцієнт подачі.

Дослідження вибору холодильного агенту нижнього каскаду з позицій енергозбереження показали, що найбільший COP матиме місце за такої комбінації холодильних агентів: холодильний агент верхнього каскаду R717, холодильний агент нижнього каскаду R290. Вказані холодильні агенти є екологічно безпечними, що відповідає умові завдання. Гіршу ефективність виявили такі холодильні агенти, що раніше традиційно використовувалися у нижньому каскаді, як R13 і R23. Не достатню ефективність показав R744, який у даний час часто рекомендується до застосування у каскадних циклах (див. табл. 2.3).

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		51

У роботі також показано (див. табл. 3.1), що при виборі проміжної температури фазового переходу каскадного циклу можна задаватися температурою конденсації нижнього каскаду як середнє арифметичне $t_{KH} = 0,5(t_0 + t_k)$.

Також розглянули вплив аміаку на людину, чим він може бути небезпечним, яка техніка безпеки при роботі з аміаком, та як вказати першу допомогу людині яка отруїлася аміаком.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		52

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Козін В. М. Холодильні технології : навч. посіб. / В. М. Козін, Ю. М. Вертепов. – Суми : Сумський державний університет, 2014. – 189 с.
2. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
3. [Електронний інтернет-ресурс] : Режим доступу – <https://trc.nist.gov/refprop/MINIREF/MINIREF.HTM>
4. Restrepo G. Ranking of Refrigerants / G. Restrepo, V. Weckert, B. Bruggemann and others. – Environment Science & Technology, 2008. p. 56 – 61. Режим доступу – https://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portallIG/home_10/recursos/general/pag_contenido/articulos/06082010/art_guill_ranking_patterns.pdf.
5. [Електронний інтернет-ресурс] : Режим доступу – <http://www.holodonline.com/program/coolpack-1-5>.

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця А.3 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу нижнього каскаду; холодильний агент R744

Точка	1Н	2Н	3Н	4Н	5Н	6Н
$t, ^\circ\text{C}$	-35	63,4	0	-3,9	-45	-45
$p, \text{МПа}$	0,831	3,485	3,485	3,485	0,831	0,831
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,048	0,015	0,001	0,001	0,012	0,046
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	443,8	512,5	200	190,2	190,2	434,1
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2,116	2,116	1	0,964	1	2,07
x	–	–	0	–	0,26	1

Таблиця А.4 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу нижнього каскаду; холодильний агент R290

Точка	1Н	2Н	3Н	4Н	5Н	6Н
$t, ^\circ\text{C}$	-35	23,8	0	-5,85	-45	-45
$p, \text{МПа}$	0,089	0,474	0,474	0,474	0,089	0,089
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,489	0,108	0,0018	0,0018	0,101	0,466
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	536,8	616,7	200	185,5	185,5	522,4
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2,51	2,51	1	0,946	0,98	2,457
x	–	–	0	–	0,213	1

Таблиця А.5 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу нижнього каскаду; холодильний агент R32

Точка	1Н	2Н	3Н	4Н	5Н	6Н
$t, ^\circ\text{C}$	-35	66	0	-5	-45	-45
$p, \text{МПа}$	0,140	0,813	0,813	0,813	0,140	0,140
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,259	0,062	0,0009	0,0009	0,0439	0,245
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	508,5	584,7	200	191,1	191,1	499,7
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2,383	2,383	1	0,967	0,992	2,345
x	–	–	0	–	0,176	1

Таблиця А.6 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу верхнього каскаду; холодильний агент R717

Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	x
1В	2	0,383	0,329	1615,1	6,180	–
2В	117	1,782	0,099	1847	6,180	–
3В	45	1,782	0,00175	558,6	2,193	0
4В	40	1,782	0,00172	533,8	2,115	–
5В	-3	0,383	0,053	533,8	2,17	0,16

Таблиця Б.3 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу нижнього каскаду за умови $t_{KH} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Точка	1Н	2Н	3Н	4Н	5Н	6Н
$t, ^{\circ}\text{C}$	-35	44,5	20	14	-45	-45
$p, \text{МПа}$	0,089	0,836	0,836	0,836	0,089	0,089
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,489	0,063	0,0019	0,0019	0,1574	0,466
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	536,8	643,4	251,6	237,1	237,1	522,4
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2,51	2,51	1,179	1,130	1,207	2,457
x	–	–	0	–	0,334	1

Таблиця Б.4 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу верхнього каскаду за умови $t_{KH} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Точки	$t, ^{\circ}\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	x
1В	22	0,778	0,168	1635,7	5,9322	–
2В	83	1,782	0,087	1754,1	5,9322	–
3В	45	1,782	0,00175	558,6	2,193	0
4В	40	1,782	0,00172	533,8	2,115	–
5В	17	0,778	0,0166	533,8	2,1351	0,09

Таблиця Б.5 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу нижнього каскаду за умови $t_{KH} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Точка	1Н	2Н	3Н	4Н	5Н	6Н
$t, ^{\circ}\text{C}$	-35	10	-10	-16	-45	-45
$p, \text{МПа}$	0,089	0,345	0,345	0,345	0,089	0,089
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,489	0,144	0,0018	0,001	0,074	0,466
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	536,8	597,9	175,3	160,8	160,8	522,4
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2,51	2,51	0,908	0,853	0,872	2,457
x	–	–	0	–	0,156	1

Таблиця Б.6 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу верхнього каскаду за умови $t_{KH} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Точки	$t, ^{\circ}\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	x
1В	-8	0,256	0,4810	1602,5	6,318	–
2В	138,5	1,782	0,1063	1902,2	6,318	–
3В	45	1,782	0,0017	558,6	2,193	0
4В	40	1,782	0,0017	533,8	2,115	–
5В	-13	0,256	0,0912	533,8	2,211	0,191

Таблиця Б.7 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу нижнього каскаду за умови $t_{KH} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Точка	1Н	2Н	3Н	4Н	5Н	6Н
$t, ^{\circ}\text{C}$	-35	-2	-20	-26	-45	-45
$p, \text{МПа}$	0,089	0,244	0,244	0,244	0,089	0,089
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,489	0,197	0,0018	0,0017	0,048	0,466
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	536,8	580,9	151,3	136,8	136,8	522,4
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2,51	2,51	0,816	0,758	0,767	2,457
x	–	–	0	–	0,1	1

Таблиця Б.8 – Параметри холодильного агенту у вузлових точках циклу верхнього каскаду за умови $t_{KH} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Точки	$t, ^{\circ}\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	x
1В	-18	0,166	0,7245	1588,5	6,469	–
2В	163,52	1,782	0,1142	1966,4	6,469	–
3В	45	1,782	0,0017	558,6	2,193	0
4В	40	1,782	0,0017	533,8	2,115	–
5В	-23	0,166	0,1575	533,8	2,253	0,220

Таблиця В.1 – Параметри холодильного агенту в характерних точках верхнього каскаду (холодильний агент R717)

Точка	1В	2В	3В	4В (7В'')	5В	6В	7В	7В'	8В	9В
$p, \text{МПа}$	0,383	0,826	0,826	0,826	1,783	1,783	0,826	0,826	1,783	0,383
$t, ^\circ\text{C}$	2	55	45	19	75	45	19	19	24	-3
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	1615	1721	1695	1622	1729	559	559	431	456	456
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	6,180	6,180	6,100	5,861	5,861	2,194	2,217	1,782	1,861	1,891
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,330	–	–	0,155	–	–	–	–	–	–
x	–	–	–	1	–	0	0,107	0	–	0,100

Таблиця В.2 – Параметри холодильного агенту в характерних точках нижнього каскаду (холодильний агент R290)

Точка	1Н	2Н	3Н	4Н	5Н	6Н
$p, \text{МПа}$	0,089	0,474	0,474	0,474	0,089	0,089
$t, ^\circ\text{C}$	-35	24	0	-6	-45	-45
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	537	617	200	185	185	522
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2,519	2,519	1,000	0,944	0,978	2,457
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,489	–	–	–	–	–
x	–	0	0	–	0,213	1,0